

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problems Mailbox.**



日本国特許庁

JAPAN PATENT OFFICE

INVENTOR: Fusasuke GOTOH, et al.  
SERIAL NO.: 09/925,020  
CONFIRMATION NO.: 2484  
TITLE: ROLLING BEARING  
FILED: August 9, 2001  
OUR REF.: Q65831  
TELEPHONE: (202) 293-7060  
SHEET 2 OF 2

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出願年月日

Date of Application:

2001年 8月 9日

出願番号

Application Number:

特願2001-242387

[ST.10/C]:

[JP2001-242387]

出願人

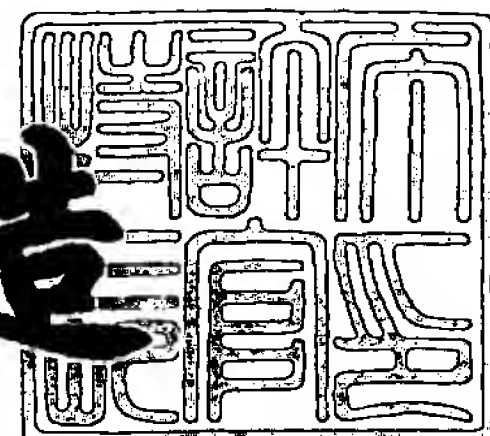
Applicant(s):

日本精工株式会社

2002年 2月15日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

及川耕造



出証番号 出証特2002-3007942

【書類名】 特許願

【整理番号】 P-35377-1

【提出日】 平成13年 8月 9日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F16C 19/04

【発明者】

    【住所又は居所】 神奈川県藤沢市鵠沼神明 1 丁目 5 番 5 0 号 日本精工株式会社内

    【氏名】 五島 房輔

【発明者】

    【住所又は居所】 神奈川県藤沢市鵠沼神明 1 丁目 5 番 5 0 号 日本精工株式会社内

    【氏名】 石黒 博

【発明者】

    【住所又は居所】 神奈川県藤沢市鵠沼神明 1 丁目 5 番 5 0 号 日本精工株式会社内

    【氏名】 福田 直樹

【発明者】

    【住所又は居所】 神奈川県藤沢市鵠沼神明 1 丁目 5 番 5 0 号 日本精工株式会社内

    【氏名】 大畑 俊久

【特許出願人】

    【識別番号】 000004204

    【氏名又は名称】 日本精工株式会社

【代理人】

    【識別番号】 100105647

    【弁理士】

    【氏名又は名称】 小栗 昌平

    【電話番号】 03-5561-3990

【選任した代理人】

【識別番号】 100105474

【弁理士】

【氏名又は名称】 本多 弘徳

【電話番号】 03-5561-3990

【選任した代理人】

【識別番号】 100108589

【弁理士】

【氏名又は名称】 市川 利光

【電話番号】 03-5561-3990

【選任した代理人】

【識別番号】 100115107

【弁理士】

【氏名又は名称】 高松 猛

【電話番号】 03-5561-3990

【選任した代理人】

【識別番号】 100090343

【弁理士】

【氏名又は名称】 栗宇 百合子

【電話番号】 03-5561-3990

【先の出願に基づく優先権主張】

【出願番号】 特願2000-241409

【出願日】 平成12年 8月 9日

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 092740

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

特 2 0 0 1 - 2 4 2 3 8 7

【物件名】            要約書    1

【包括委任状番号】    0002910

【プルーフの要否】    要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 転がり軸受

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 内輪と外輪との間に複数の転動体を保持器により保持し、シールによりグリースを封入してなり、且つ外輪が嵌着した回転体と内輪が嵌着した軸とがクラッチ機構により連結可能に構成され、前記クラッチ機構による回転体と軸との連結時に、内外輪間の相対回転が 0 で、回転荷重を受けて使用される転がり軸受において、

前記回転体と軸との間に組み込まれた際の軸受有効隙間が正の値となるように、内外輪間における初期ラジアル隙間を設定したことを特徴とする転がり軸受。

【請求項 2】 軸受有効隙間が 0.020 mm 以上であることを特徴とする請求項 1 記載の転がり軸受。

【請求項 3】 内輪及び外輪の各溝深さが、転動体直径の 17% 以上であることを特徴とする請求項 1 または 2 記載の転がり軸受。

【請求項 4】 シールのシールリップのしめ代が、アキシアル隙間の 60% 以上であることを特徴とする請求項 1 ～ 3 の何れか 1 項に記載の転がり軸受。

【請求項 5】 グリースの基油の 40℃ における動粘度が  $80 \text{ mm}^2/\text{s}$  以上であることを特徴とする請求項 1 ～ 4 の何れか 1 項に記載の転がり軸受。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、外輪が嵌着した回転体と内輪が嵌着した軸とがクラッチ機構により連結可能に構成され、前記クラッチ機構による回転体と軸との連結時には、内外輪間の相対回転が 0 で、且つ回転荷重を受けて使用される転がり軸受に関するもので、軸受軌道面におけるフレッチングの発生を防止して軸受の寿命を向上させるための改良に係るものである。

【0002】

【従来の技術】

図 1 及び図 2 は、転がり軸受の使用形態を示している。

ここに示した転がり軸受 1 は、組合せ玉軸受で、外輪 2 の軌道面 2 a と内輪 3 の軌道面 3 a との間に、球状の転動体 4 が配置されている。転動体 4 は、図示しない保持器によって、各軌道面 2 a, 3 a の周方向に所定の間隔に保持される。また、同じく図示しないシールによりグリースを封止している。

## 【 0 0 0 3 】

上記の転がり軸受 1 において、外輪 2 は回転体 6 の内周に嵌着し、内輪 3 は軸 8 の外周に嵌着している。回転体 6 は外周のベルト溝 6 a に巻き掛けられたベルトを介して駆動されるプーリで、軸 8 は図示しない他端部が出力端となっている。

## 【 0 0 0 4 】

以上の回転体 6 と軸 8 は、クラッチ機構 1 2 によって連結可能にされている。

クラッチ機構 1 2 は、軸 8 の端部に固定されたクラッチ板 1 3 と、このクラッチ板 1 3 の外周部を電磁力によって回転体 6 に吸着状態にする電磁駆動部 1 4 とから構成される電磁クラッチで、図 1 は回転体 6 と軸 8 とが相対回転自在なクラッチ OFF の状態、図 2 は回転体 6 と軸 8 とが相対回転不可となるクラッチ ON の状態を示している。

## 【 0 0 0 5 】

図 1 に示したクラッチ OFF の状態では、回転体 6 に入力された回転力は軸 8 には伝達されず、転がり軸受 1 の内外輪 2, 3 が相対回転する。図 2 に示したクラッチ ON の状態では、回転体 6 に入力された回転力で、回転体 6 と軸 8 が一体回転するため、転がり軸受 1 の内外輪 2, 3 の相対回転は 0 となる。

## 【 0 0 0 6 】

## 【発明が解決しようとする課題】

ところで、一般的には、転がり軸受を設計する際には、高速運転時の騒音の低減や、回転体 6 と軸 8 との間のガタつき防止等のために、前記回転体 6 と軸 8 との間に組み込まれた際の軸受有効隙間ができる限り小さくなるように、内外輪間における初期ラジアル隙間を設定している。

## 【 0 0 0 7 】

しかし、図 2 に示すようにクラッチ ON 状態で外輪 2 と内輪 3 が相対回転 0 で

回転駆動される時は、図 7 の (a) ~ (e) に矢印 (イ) ~ (ホ) で示すように、回転に伴って回転荷重方向が移動する。そして、転動体 4 が回転荷重方向の真下に位置する場合は、転動体 4 に作用する荷重が大きくなるため、図 8 (a), (b) に実線で示すように、転動体 4 と軌道面 3 a との接触面積  $S_1$  が大きくなる。一方、転動体 4 が回転荷重方向の反対側に位置する場合は、転動体 4 に作用する荷重が小さくなるため、図 8 (a), (b) に破線で示すように、転動体 4 と軌道面 3 a との接触面積  $S_2$  が小さくなる。

## 【 0 0 0 8 】

そして、特に、前述したように、軸受有効隙間を小さく設定していて、例えば軸受有効隙間が 0 であると、各転動体 4 と軌道面 3 a との接触位置が変わらないため、前述した転動体 4 に作用する荷重変動が、軌道面 3 a と転動体 4 との相互の接触面間の微少滑りとなり、軌道面 3 a 上の同一箇所に転動体 4 が繰り返し衝突することで軌道面上に局部摩耗を起こすフレッチングの要因となり、局部摩耗による異音の発生や軸受寿命の低下、あるいは、局部摩耗時の摩耗粉によるグリース寿命の低下等の問題を引き起こす。

## 【 0 0 0 9 】

このようなフレッチングによる局部摩耗を防止することから、軌道面 3 a と転動体 4 とが直接接触しないように、転動体 4 の表面又は軌道面 3 a に被膜を形成する技術も提案されている（特開平 1 1 - 2 1 8 1 3 4 号公報参照）。しかし、このような対応では、被膜形成のために転がり軸受の構成部品の製造工程が複雑化して、コストアップを招くという問題があった。

## 【 0 0 1 0 】

そこで、本発明の目的は上記課題を解消することにより、内外輪間の相対回転が 0 で、且つ回転荷重を受けて使用される転がり軸受において、転がり軸受の構成部品の製造工程の複雑化を招く恐れが無く、安価に、且つ確実に、フレッチングを防止することができて、フレッチングを原因とする局部摩耗による異音の発生や軸受寿命の低下を防止でき、また、局部摩耗の摩耗粉によるグリース寿命の低下を防止することのできる転がり軸受を提供することである。

## 【 0 0 1 1 】



## 【課題を解決するための手段】

本発明の上記目的は、内輪と外輪との間に複数の転動体を保持器により保持し、シールによりグリースを封入してなり、且つ外輪が嵌着した回転体と内輪が嵌着した軸とがクラッチ機構により連結可能に構成され、前記クラッチ機構による回転体と軸との連結時に、内外輪間の相対回転が0で、回転荷重を受けて使用される転がり軸受において、前記回転体と軸との間に組み込まれた際の軸受有効隙間が正の値となるように、内外輪間における初期ラジアル隙間を設定したことを特徴とする転がり軸受により達成される。

## 【0012】

上記構成において、玉乗り上げや他の不具合が発生しない範囲で、初期ラジアル隙間を最大に設定することが好ましい。例えば、内径50mm、外径72mm、組合せ幅24mmの組合せ玉軸受の場合、軸受有効隙間が0.020～0.060mm、好ましくは0.040～0.060mmとなるように、初期ラジアル隙間を設定することが好ましい。

## 【0013】

そして、上記構成によれば、例えば、外輪が嵌着した回転体への入力を、クラッチ機構を介して、内輪が嵌着している軸に伝達する構成の場合、クラッチ機構がOFFの状態では、回転体から軸への回転力伝達がなされず、結局、外輪が回転しても、内輪は固定のままで、転がり軸受の内外輪には相対回転が生じるため、内輪又は外輪の軌道面の同一箇所で転動体が衝突を繰り返すフレッチングは生じない。

## 【0014】

また、クラッチ機構がONの状態では、クラッチ機構によって回転体と軸が一体回転可能に連結されるため、転がり軸受の内外輪の相対回転は0となる。

## 【0015】

しかし、軸受の内外輪相互が相対回転0の状態でも、予めラジアル方向の軸受有効隙間を正の値に設定しているため、図3に示すように、転動体は、内外輪の回転に応じて、実際の内輪の軌道面上でなく、図3に破線で示す仮想内接円上を変位する形態となり、図3の(a)～(e)に矢印(イ)～(ホ)で示

すように、内外輪の回転に伴って回転荷重方向が移動する際に、前述した仮想内接円の円周長と実際の内輪の軌道面の円周長の差異によって、徐々に、実際の内輪の軌道面との接触位置が図で反時計方向にずれていく。

【 0 0 1 6 】

したがって、このように、クラッチ ON の状態で、軸受の内外輪が相対回転 0 で回転駆動される場合にも、内輪又は外輪の軌道面の同一箇所で転動体が衝突を繰り返すフレッチングが生じない。

【 0 0 1 7 】

更に、実際の軸受の取り付けでは、図 5 の ( b ) に示すように、取り付け誤差によって内外輪間に傾き  $\alpha$  が生じる場合がある。このような場合は、有効な軸受有効隙間が狭まるが、前述したように、軸受有効隙間が 0 . 0 2 0 ~ 0 . 0 6 0 mm の範囲、好ましくは 0 . 0 4 0 ~ 0 . 0 6 0 mm の範囲になるように初期ラジアル隙間を設定しておけば、前述した仮想内接円の円周長と実際の内輪の軌道面の円周長の差異によって転動体と軌道面との接触位置が徐々にずれるという作用効果は、必要十分に確保できる。

【 0 0 1 8 】

しかも、初期ラジアル隙間の設定によってフレッチングの発生を防止する構成で、フレッチングの防止のために転動体の表面等に被膜を形成していた従来の物と比較すると、転がり軸受の構成部品の製造工程の複雑化を招く恐れも無い。

【 0 0 1 9 】

すなわち、上記の構成であれば、内外輪間の相対回転が 0 で、且つ回転荷重を受けて使用される転がり軸受において、転がり軸受の構成部品の製造工程の複雑化を招く恐れが無く、安価に、且つ確実に、フレッチングを防止することができ、フレッチングを原因とする局部摩耗による異音の発生や軸受寿命の低下を防止でき、また、局部摩耗の摩耗粉によるグリース寿命の低下を防止することができる。

【 0 0 2 0 】

更に、上記構成において、

( 1 ) 内輪及び外輪の各溝深さを、転動体直径の 1 7 % 以上にする事、

(2) シールのシールリップのしめ代を、アキシアル隙間の 6 0 % 以上にする  
こと、

(3) 4 0 ℃における動粘度が  $80 \text{ mm}^2/\text{s}$  以上の基油をグリースに用いる  
こと、

がより好ましい。

#### 【0021】

上記構成のように軸受有効隙間を大きくすることにより、所謂軸受のガタが大きくなり、接触シールの場合にそのシール性能が低下するおそれがある。また、耐乗り上げ性が低下する懸念もある。そこで、(1) のように内輪及び外輪の各溝深さを、転動体直径の 1 7 % 以上、好ましくは 2 0 % 以上にするることにより、耐乗り上げ性の低下を抑える。シール性能に関しては、(2) のようにシールのシールリップのしめ代をアキシアル隙間の 6 0 % 以上にするることにより、最悪でもしめ代が残り、グリースの漏洩を防止することができる。

#### 【0022】

また、封入グリースに用いる基油の粘度によっても耐フレッチング性を改善することができる。外部振動を受けるような軸受では、粘度の高い基油ほど油膜の強度が高まり、フレッチング摩耗を抑えることができる。上記構成においては、(3) のように 4 0 ℃における動粘度が  $80 \text{ mm}^2/\text{s}$  以上の基油を使用することが有効である。

#### 【0023】

#### 【発明の実施の形態】

以下、本発明に係る転がり軸受の好適な実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。

#### 【0024】

図 1 ～図 6 は本発明に係る転がり軸受の一実施形態を示したもので、図 1 は本発明に係る転がり軸受の一実施形態においてクラッチ機構が OFF のために転がり軸受の内外輪が相対回転な時の縦断面図、図 2 は本発明に係る転がり軸受の一実施形態においてクラッチ機構が ON のために転がり軸受の内外輪が相対回転不可になった時の縦断面図、図 3 は図 2 に示したクラッチ機構が ON の状態で、内

外輪が一体に回転駆動された時の荷重方向の変位の説明図、図 4 は図 2 に示したクラッチ機構が ON の状態で、軸受有効隙間を変更した際の内外輪の回転数と保持器（転動体）の挙動の相関図、図 5 は内外輪の傾きに相応する軸受有効隙間の低減を示す断面図、図 6 は内外輪が一体に高速回転した時の各転動体への遠心力の作用説明図である。

## 【 0 0 2 5 】

この一実施形態の転がり軸受 1 は、概略的には、図 1 及び図 2 に示す構成である。すなわち、転がり軸受 1 は、組合せ玉軸受で、外輪 2 の軌道面 2 a と内輪 3 の軌道面 3 a との間に、球状の転動体 4 が配置されている。転動体 4 は、図示しない保持器によって、各軌道面 2 a, 3 a の周方向に所定の間隔に保持される。同じく図示は省略するが、シールによりグリースを封止している。

## 【 0 0 2 6 】

上記の転がり軸受 1 において、外輪 2 は回転体 6 の内周に嵌着し、内輪 3 は軸 8 の外周に嵌着している。回転体 6 は外周のベルト溝 6 a に巻き掛けられたベルトを介して駆動されるプーリで、軸 8 は図示しない他端部が出力端となっている。

## 【 0 0 2 7 】

以上の回転体 6 と軸 8 は、クラッチ機構 1 2 によって連結可能にされている。

クラッチ機構 1 2 は、軸 8 の端部に固定されたクラッチ板 1 3 と、このクラッチ板 1 3 の外周部を電磁力によって回転体 6 に吸着状態にする電磁駆動部 1 4 とから構成される電磁クラッチで、図 1 は回転体 6 と軸 8 とが相対回転自在なクラッチ OFF の状態、図 2 は回転体 6 と軸 8 とが相対回転不可となるクラッチ ON の状態を示している。

## 【 0 0 2 8 】

図 1 に示したクラッチ OFF の状態では、回転体 6 に入力された回転力は軸 8 には伝達されず、転がり軸受 1 の内外輪 2, 3 が相対回転する。図 2 に示したクラッチ ON の状態では、回転体 6 に入力された回転力で、回転体 6 と軸 8 が一体回転するため、転がり軸受 1 の内外輪 2, 3 の相対回転は 0 となる。

## 【 0 0 2 9 】

但し、本実施形態の転がり軸受 1 は、前記回転体 6 と軸 8 との間に組み込まれた際のラジアル方向の軸受有効隙間が、0.020mm 以上、好ましくは 0.040～0.060mm の範囲となるように、内外輪 2, 3 間における初期ラジアル隙間を設定している。

## 【0030】

上記構成によれば、例えば、外輪 2 が嵌着した回転体 6 への入力を、クラッチ機構 12 を介して、内輪 3 が嵌着している軸 8 に伝達する構成の場合、クラッチ機構 12 が OFF の状態では、回転体 6 から軸 8 への回転力伝達がなされず、結局、外輪 2 が回転しても、内輪 3 は固定のままで、転がり軸受 1 の内外輪 2, 3 には相対回転が生じるため、内輪 3 又は外輪 2 の軌道面の同一箇所で転動体 4 が衝突を繰り返すフレッチングは生じない。

## 【0031】

また、クラッチ機構 12 が ON の状態では、クラッチ機構 12 によって回転体 6 と軸 8 が一体回転可能に連結されるため、転がり軸受 1 の内外輪 2, 3 の相対回転は 0 となる。

## 【0032】

しかし、軸受の内外輪 2, 3 相互が相対回転 0 の状態で回転しても、予めラジアル方向の軸受有効隙間を正に設定しているため、図 3 に示すように、転動体 4 は、内外輪 2 の回転に応じて、実際の内輪 3 の軌道面 3a 上でなく、図 3 に破線で示す仮想内接円 C 上を変位する形態となり、図 3 の (a) ～ (e) に矢印 (イ) ～ (ホ) で示すように、内外輪 2, 3 の回転に伴って回転荷重方向が移動する際に、前述した仮想内接円 C の円周長と実際の内輪 3 の軌道面 3a の円周長の差異によって、徐々に、実際の内輪 3 の軌道面 3a との接触位置が図で反時計方向にずれていく。

## 【0033】

したがって、このように、クラッチ ON の状態で、軸受の内外輪 2 が相対回転 0 で回転駆動される場合にも、内輪 3 又は外輪 2 の軌道面の同一箇所で転動体 4 が衝突を繰り返すフレッチングが生じない。

## 【0034】



しかも、初期ラジアル隙間の設定によってフレッチングの発生を防止する構成で、フレッチングの防止のために転動体 4 の表面等に被膜を形成していた従来の物と比較すると、転がり軸受 1 の構成部品の製造工程の複雑化を招く恐れも無い。

【 0 0 3 5 】

すなわち、上記の構成であれば、内外輪 2, 3 間の相対回転が 0 で、且つ回転荷重を受けて使用される転がり軸受 1 において、転がり軸受 1 の構成部品の製造工程の複雑化を招く恐れが無く、安価に、且つ確実に、フレッチングを防止することができて、フレッチングを原因とする局部摩耗による異音の発生や軸受寿命の低下を防止でき、また、局部摩耗の摩耗粉によるグリース寿命の低下を防止することができる。

【 0 0 3 6 】

本願発明者は、軸受有効隙間による上記の作用効果を確認するべく、予め定めた軸受有効隙間に対する軌道面上の転動体（保持器）の移動の有無を比較調査した。図 4 は、その調査結果である。

【 0 0 3 7 】

軸受有効隙間は、0. 0 1 mm、0. 0 2 3 mm、0. 0 4 2 mm、0. 0 6 0 mm の 4 種類で、それぞれの軸受有効隙間に対して、転動体 4 の移動の有無をサンプリングした。

【 0 0 3 8 】

この調査によれば、理論的には、内外輪 2, 3 の回転速度が大きくなるほど、転動体 4 は軌道面 3 a 上で移動し易くなるが、実際には、図 4 でも明かなように、内外輪 2, 3 の回転速度が 2 8 0 0 程度で、転動体 4 は移動し易くなり、それ以上では、逆に徐々に移動し難くなることが判明した。また、軸受有効隙間が 0. 0 2 0 mm 以上であれば、転動体 4 が移動し易くなることが判明した。特に、0. 0 4 0 mm 以上の範囲で顕著となる。

【 0 0 3 9 】

これは、図 6 に示すように、内外輪 2, 3 の回転速度が大きくなると、転動体 4 に作用する遠心力 T の影響が大きくなって、この遠心力によって転動体 4 が外

輪 2 の軌道面 2 a に強く押圧されるようになり、遠心力による押圧で、転動体 4 の移動が規制されるためと考えられる。

## 【 0 0 4 0 】

また、上記は、図 5 の ( a ) に示すように、内外輪 2 , 3 が傾斜無く取り付けられた時のラジアル隙間  $R_s$  で説明しているが、実際の軸受の取り付けでは、図 5 の ( b ) に示すように、取り付け誤差によって内外輪 2 , 3 間に傾き  $\alpha$  が生じる場合がある。

## 【 0 0 4 1 】

このような場合は、( a ) に示した外輪 2 の軌道面 2 a の径  $D_2$ 、転動体 4 の外径  $d_4$ 、内輪 3 の軌道面 3 a の径  $D_3$  が、( b ) に示すように、 $D_{2\alpha}$ 、 $d_{4\alpha}$ 、 $D_{3\alpha}$  に変わるため、有効な軸受有効隙間が  $\Delta R_s$  に狭まる。

## 【 0 0 4 2 】

したがって、当初に設定するラジアル隙間があまり小さいと、実際には、ラジアル隙間が小さく成り過ぎて、ラジアル隙間の装備による転動体 4 の回転作用が半減してしまう可能性がある。

## 【 0 0 4 3 】

しかし、前述したように、軸受有効隙間が 0 . 0 2 0 mm 以上になるように初期ラジアル隙間を設定しておけば、前述した仮想内接円の円周長と実際の内輪 3 の軌道面の円周長の差異によって転動体 4 と軌道面との接触位置が徐々にずれるという作用効果は、必要十分に確保できる。

## 【 0 0 4 4 】

その際、内輪 3 の軌道面 3 a 及び外輪 2 の軌道面 2 a の曲率半径を、転動体 4 の直径の 5 0 . 5 ~ 5 6 %、好ましくは 5 1 ~ 5 4 % の範囲に設定することにより、上記の接触位置の移行がより円滑に進行する。

## 【 0 0 4 5 】

また、上記構成において、内輪 3 の軌道面 3 a 及び外輪 2 の軌道面 2 a の各溝深さを、転動体 4 の直径の 1 7 % 以上となるように設計することが好ましい。本発明の転がり軸受は、軸受有効隙間が 0 . 0 2 0 mm 以上と規定したことにより、軸受のガタが大きく、乗り上げ性の低下が懸念される。そこで、内外輪の各軌

道面 3 a, 2 a の溝深さを転動体 4 の直径の 1 7 % 以上となるように深く設定して、この乗り上げ性の低下を抑える。

## 【 0 0 4 6 】

同じく、軸受有効隙間が 0. 0 2 0 mm 以上と規定したことにより、接触シールを用いた場合に、グリースの漏洩が起こるおそれが出てくる。そこで、図 9 にシール 2 0 の周辺部分を拡大して示すが、シール 2 0 のシールリップ 2 2 のしめ代 A をアキシアル隙間の 6 0 % 以上とし、グリース（図示せず）の漏洩を確実に防止することが好ましい。尚、図 9 において、符号 2 1 はシール 2 0 を構成する金属製の基材であり、符号 1 0 は保持器である。

## 【 0 0 4 7 】

上記の如く構成される転がり軸受 1 では、封入グリースは特に制限されるものではないが、4 0 ℃における動粘度が  $80 \text{ mm}^2/\text{s}$  以上の基油を用いることが好ましい。粘度の高い基油ほど油膜の強度が高まり、フレッチング摩耗を抑える上で有利となる。基油の動粘度の違いによる耐フレッチング性を検証するために以下の試験を行った。

## 【 0 0 4 8 】

すなわち、表 1 に示すように、4 0 ℃における動粘度が異なる合成油（ポリ  $\alpha$  オレフィン油）にリチウム石けんを同量ずつ配合してグリースを調製し、試験軸受（型番：6 2 0 2、有効隙間：0 mm（アキシアル荷重により隙間を無くす）に軸受空間の 3 5 体積%を占めるように充填し、シールにより封止した。そして、各試験軸受を静止状態で加振試験をして試験前後におけるアンデロン値を測定した。アンデロン値が大きいほど、フレッチング摩耗に起因する異音の発生が顕著であることを意味する。結果を図 1 0 に示すが、4 0 ℃における動粘度が  $80 \text{ mm}^2/\text{s}$  以上の基油を用いることにより、アンデロン値の上昇が小さくなっており、フレッチング摩耗を抑える上で有効であることが判明した。

## 【 0 0 4 9 】



【表 1】

表 1 : グリース組成

	グリースA	グリースB	グリースC	グリースD
増ちょう剤	L i	L i	L i	L i
基油	合成油	合成油	合成油	合成油
基油動粘度*	2 6	8 4	1 0 1	1 1 7
混和ちょう度	2 5 0	2 4 8	2 8 1	2 7 0

\*) 単位 :  $\text{mm}^2/\text{s}$ 、 $40^\circ\text{C}$ 

【0 0 5 0】

また、乗り上げ性を評価した。即ち、内径 $\phi 50\text{mm}$ 、外径 $\phi 72\text{mm}$ 、幅 $12\text{mm}$ 、有効隙間 $0.06\text{mm}$ で、溝深さの異なる試験軸受を用意し、ポリ $\alpha$ オレフィン油にリチウム石けんを配合したグリースを軸受空間の $35$ 体積%を占めるように充填してシールで封止した。そして、各試験軸受をアキシャル荷重 $4900\text{N}$ の下で回転させ、玉の乗り上げの有無を調べた。接触楕円の端が溝肩に乗り上げている場合を「+」、接触楕円と溝肩に乗り上げていない場合を「-」として結果を図11に示した。

【0 0 5 1】

図11に示すように、溝深さ（玉径比）が $17\%$ 以上の範囲では玉の乗り上げ余裕率が「-」になっている。

【0 0 5 2】

なお、上記実施形態は、例えばスーパーチャージャーに用いられる転がり軸受の使用形態であり、電磁クラッチがONのときに、ベルトを介して回転体6が回転され更にその回転が軸8へ伝達され、電磁クラッチがOFFのときにベルトを介して回転体6が回転されるが軸8は停止している構成であるが、使用形態としては、回転力の入力側と出力側がこの逆であってもよい。

【0 0 5 3】

すなわち、本発明は、例えばクランクシャフトに用いられる転がり軸受のように、電磁クラッチがONのときに軸8が駆動側となり回転体6が相対回転が0で回転し、電磁クラッチがOFFのときにベルトを介して回転体6が回転され、軸8は停止している構成に適用してもよい。

【0 0 5 4】

【発明の効果】

本発明の転がり軸受によれば、内外輪間の相対回転が0で、且つ回転荷重を受けて使用される転がり軸受において、転がり軸受の構成部品の製造工程の複雑化を招く恐れが無く、安価に、且つ確実に、フレッチングを防止することができて、フレッチングを原因とする局部摩耗による異音の発生や軸受寿命の低下を防止でき、また、局部摩耗の摩耗粉によるグリース寿命の低下を防止することができる。

【0055】

また、この効果は、組合せ玉軸受だけでなく、複列玉軸受、単列玉軸受を使用した場合でも、同様に得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

本発明に係る転がり軸受の一実施形態の縦断面図で、クラッチ機構がOFFのために転がり軸受の内外輪が相対回転可能な時の縦断面図である。

【図2】

本発明に係る転がり軸受の一実施形態の縦断面図で、クラッチ機構がONのために転がり軸受の内外輪が相対回転不可になった時の縦断面図である。

【図3】

図2に示したクラッチ機構がONの状態、内外輪が一体に回転駆動された時の荷重方向の変位の説明図である。

【図4】

図2に示したクラッチ機構がONの状態、軸受有効隙間を変更した際の内外輪の回転数と保持器（転動体）の挙動の相関図である。

【図5】

内外輪の傾きに相応する軸受有効隙間の低減を示す断面図である。

【図6】

内外輪が一体に高速回転した時の各転動体への遠心力の作用説明図である。

【図7】

内外輪が一体に回転駆動された時の荷重方向の変位の説明図である。

【図 8】

(a) は荷重方向の真下及び反対側の位置における転動体と内輪の軌道面との接触状態を示す断面図で、(b) は荷重方向の真下及び反対側の位置における転動体と内輪の軌道面との接触面積  $S_1$  ,  $S_2$  の説明図である。

【図 9】

シールリップのしめ代を説明するための断面図である。

【図 1 0】

基油動粘度の異なるグリースを用いて軸受のアンデンロン値を測定した結果を示すグラフである。

【図 1 1】

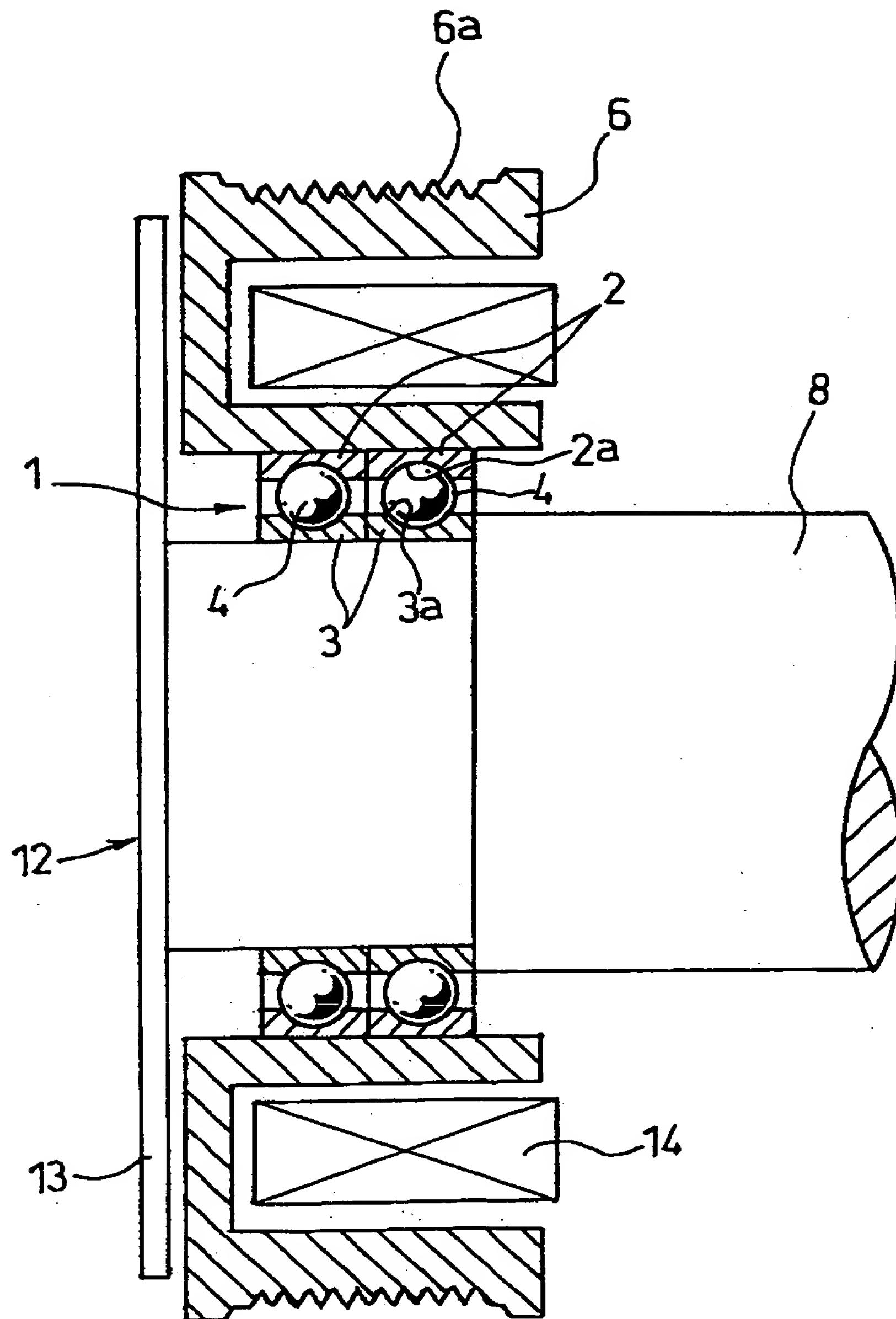
溝深さを変えて玉乗り上げ余裕率を測定した結果を示すグラフである。

【符号の説明】

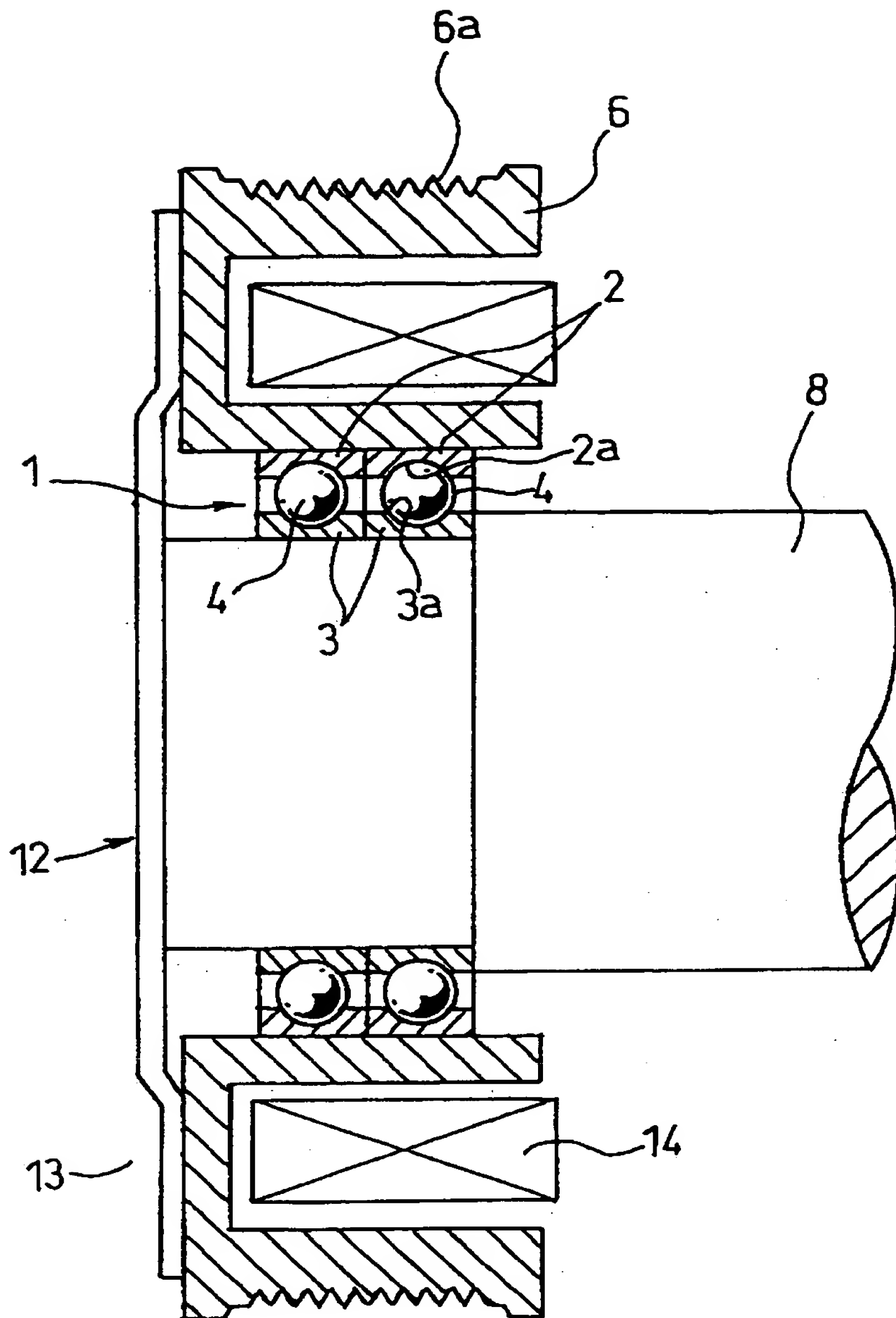
- 1 転がり軸受
- 2 外輪
- 2 a 軌道面
- 3 内輪
- 3 a 軌道面
- 4 転動体
- 6 回転体
- 8 軸
- 1 0 保持器
- 1 2 クラッチ機構
- 2 0 シール
- 2 2 リールリップ

【書類名】 図面

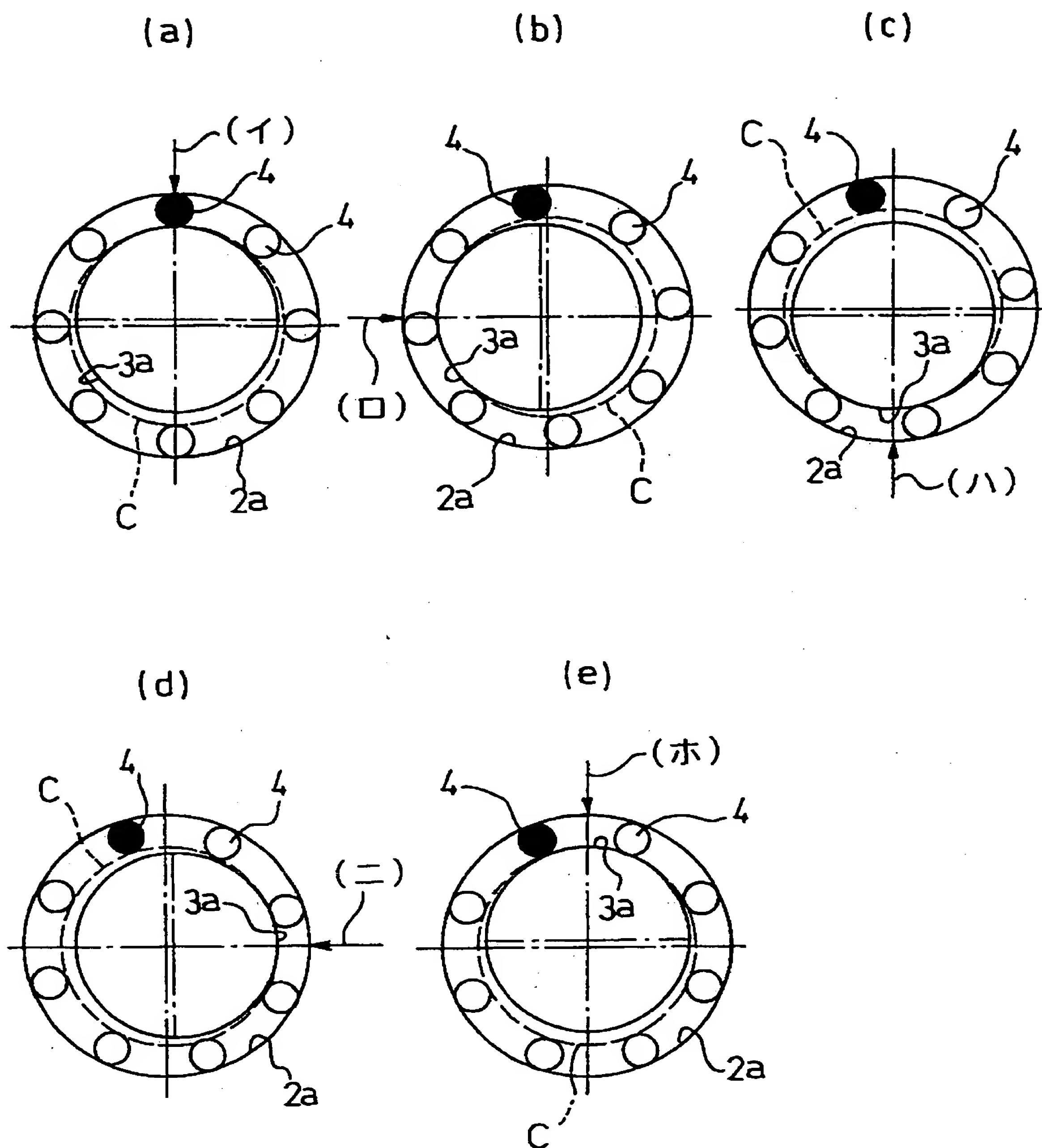
【図 1】



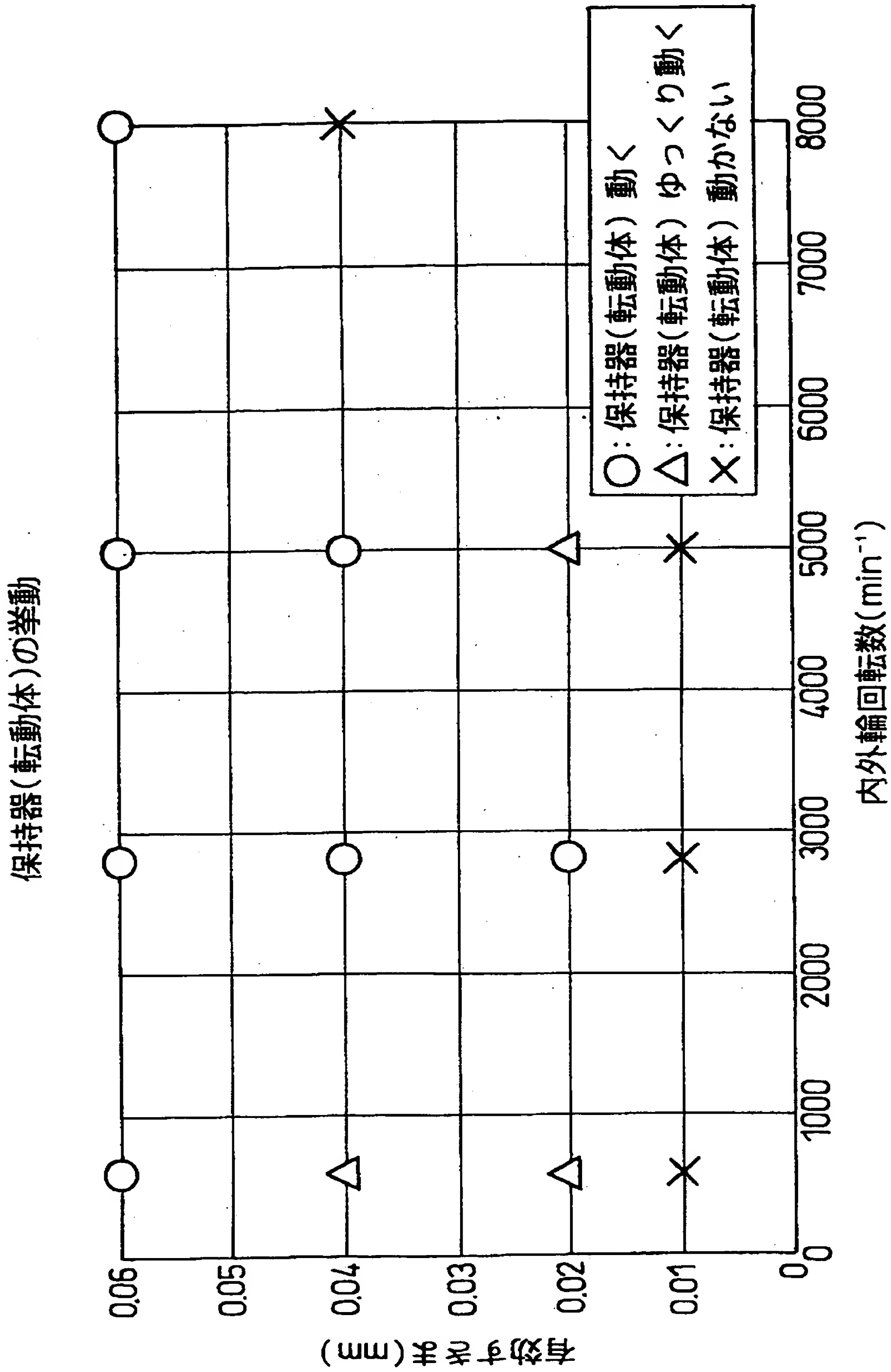
【図2】



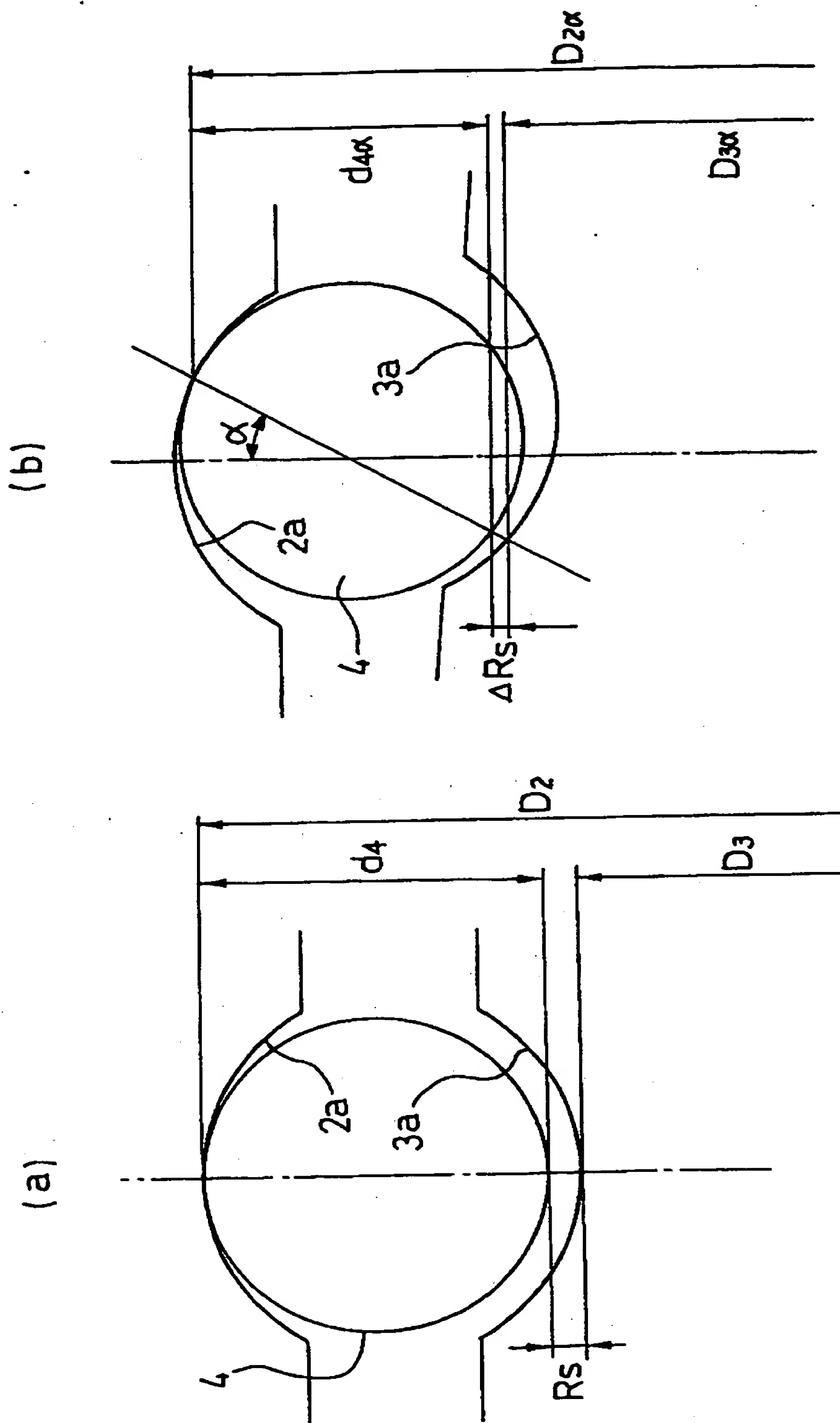
【図3】



【図 4】

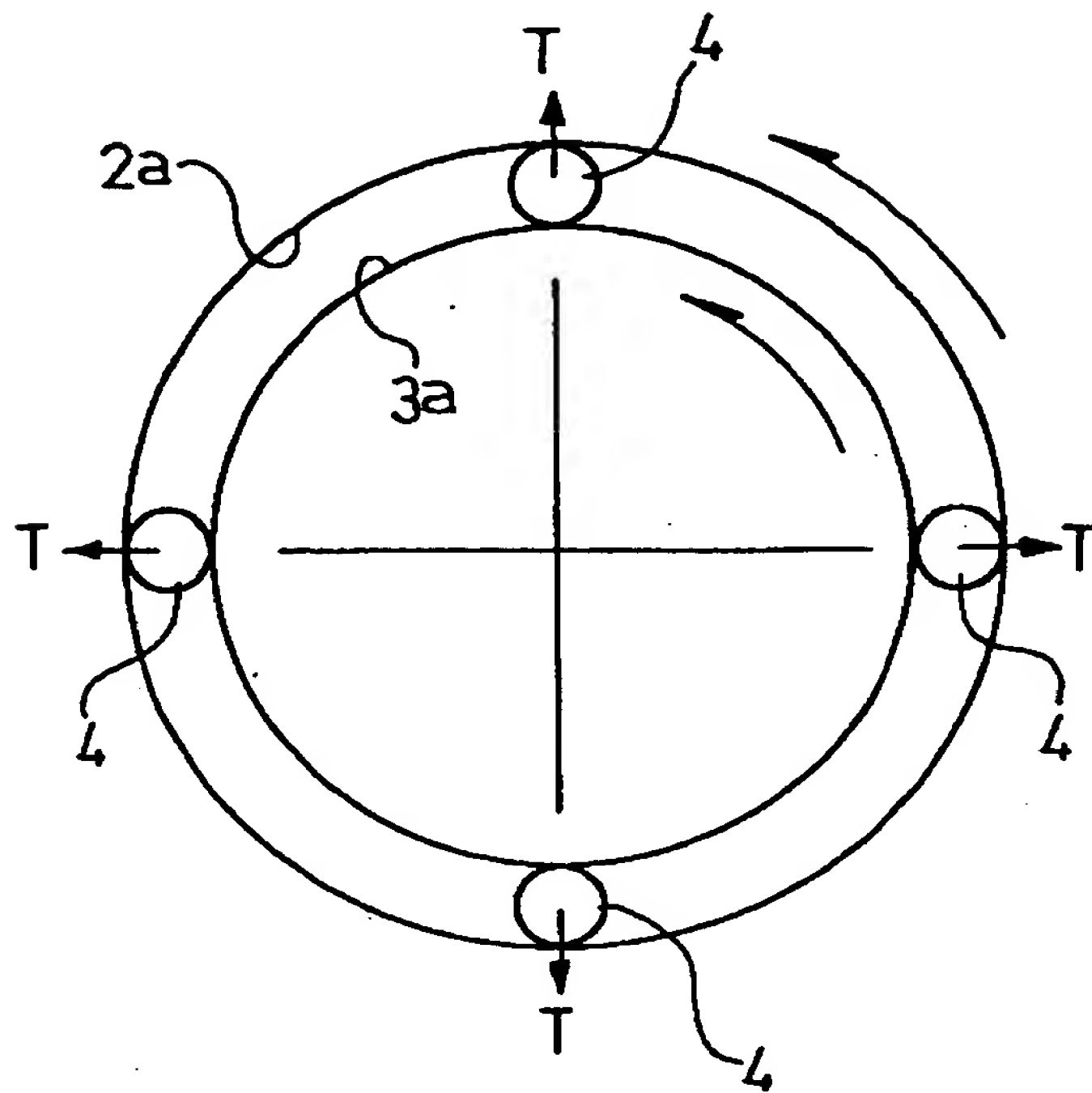


【図 5】

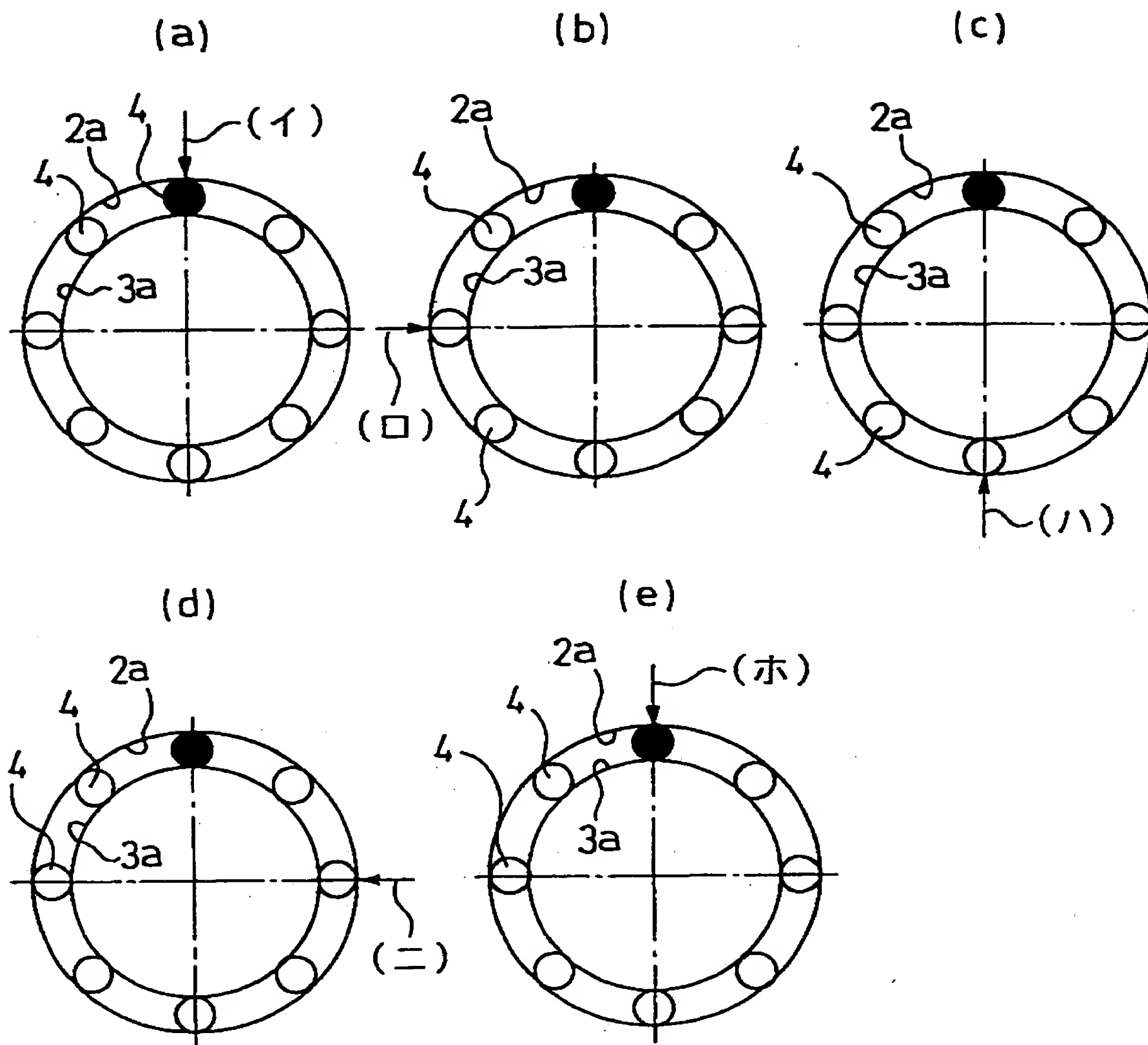




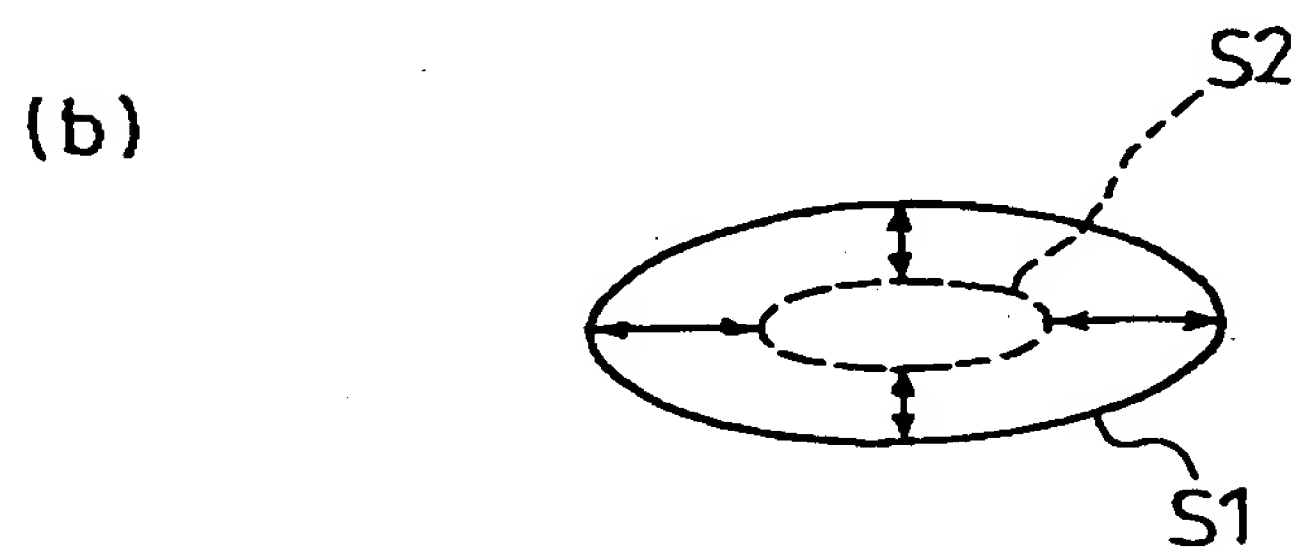
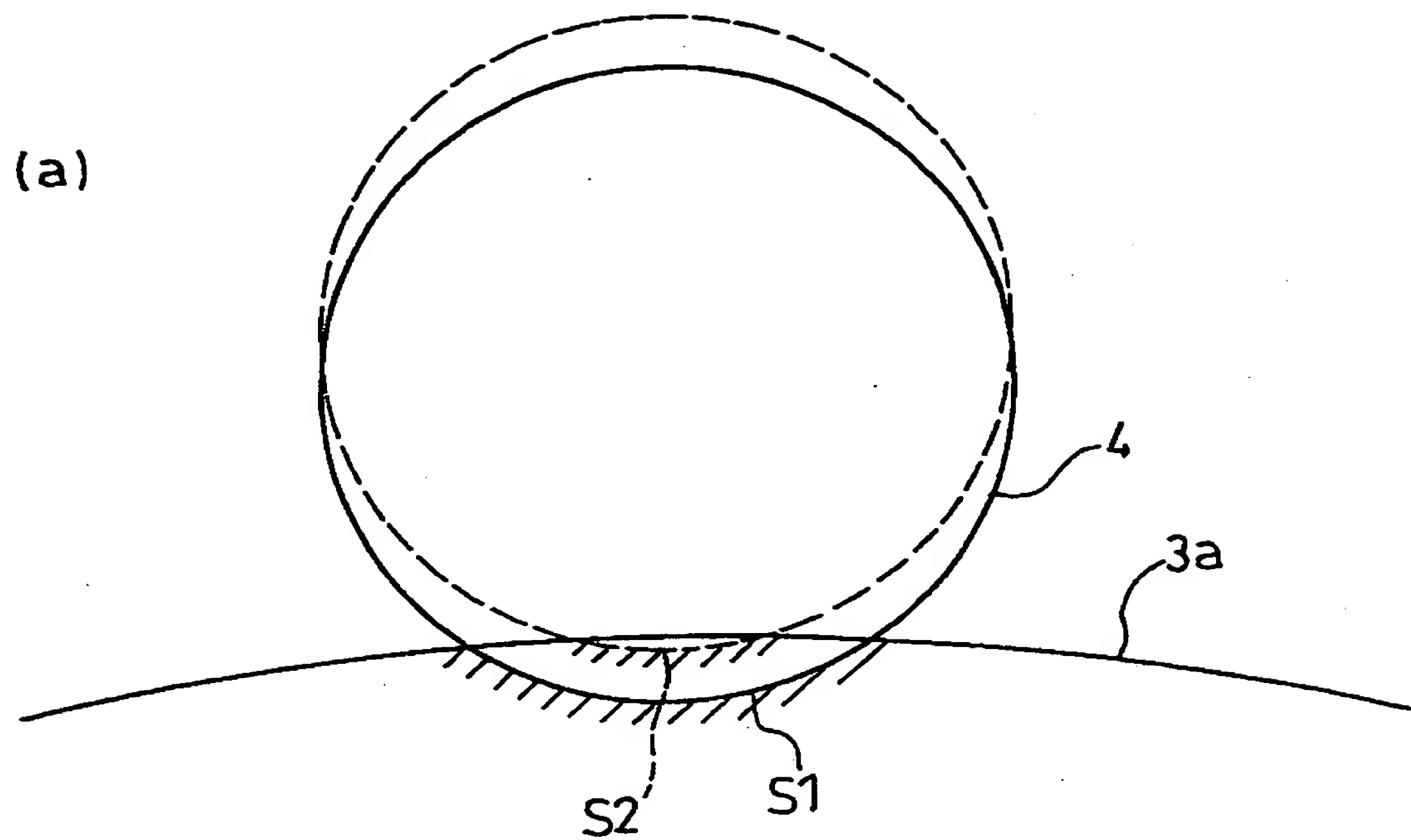
【図 6】



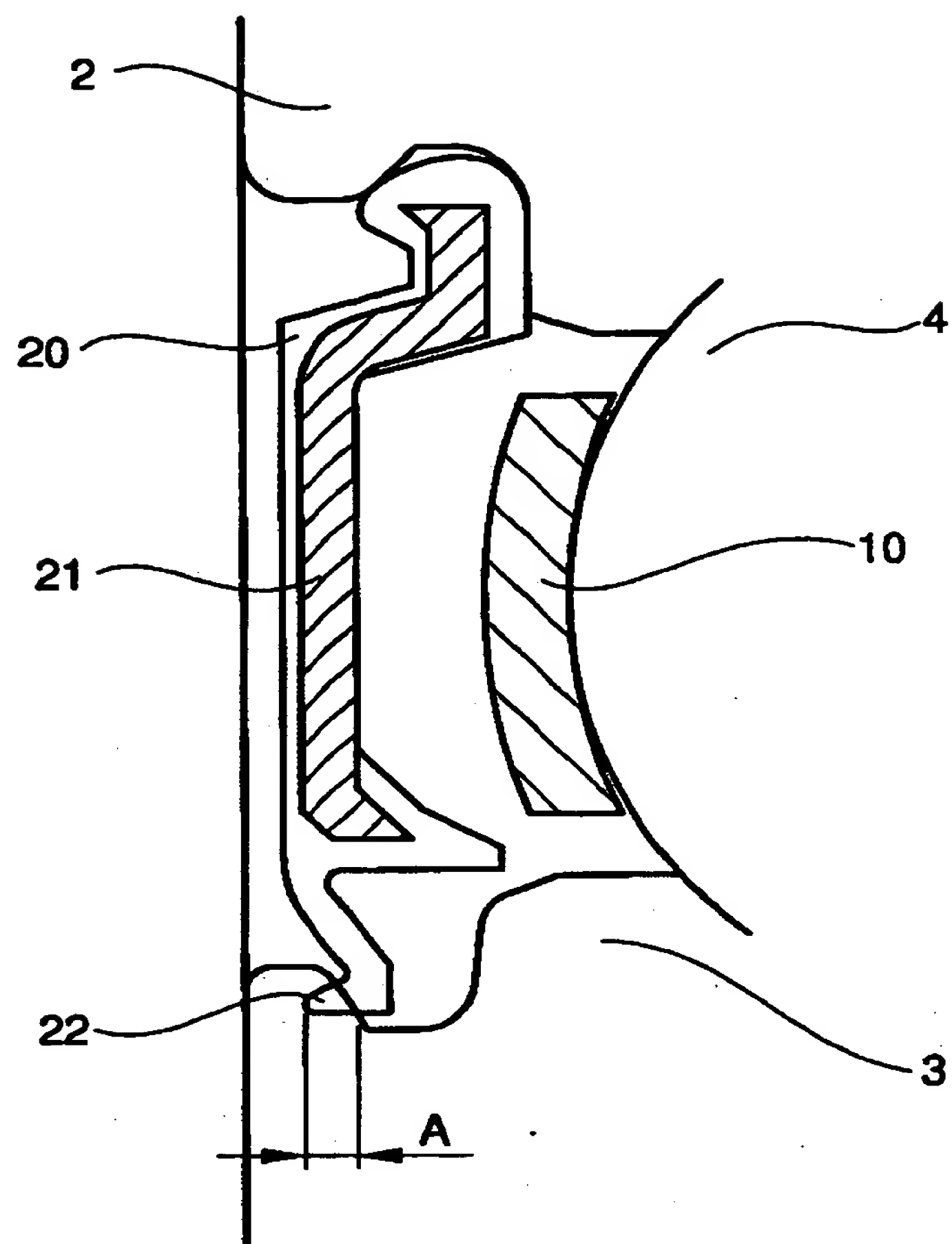
【図 7】



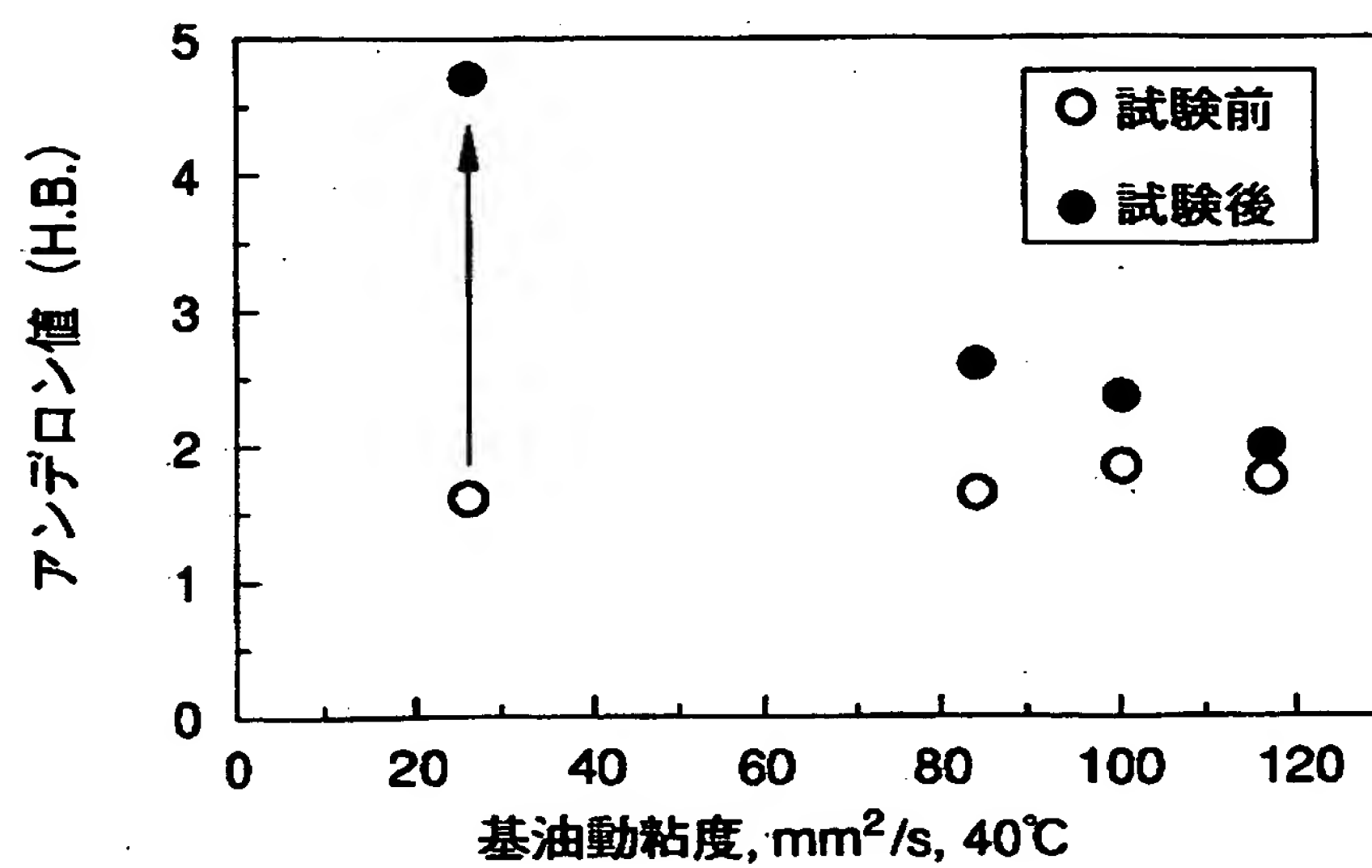
【図8】



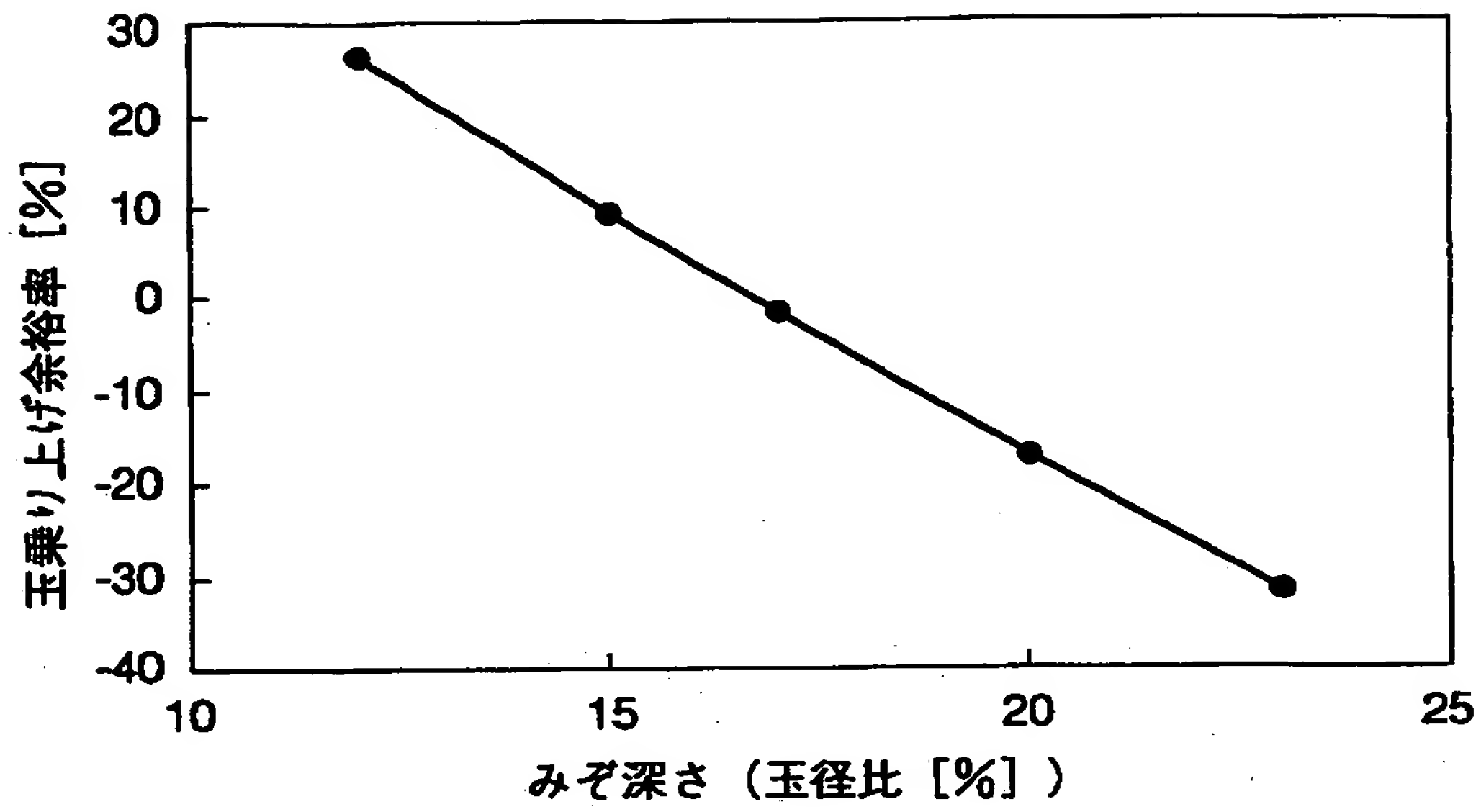
【図9】



【図10】



【図 1 1】



出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[000004204]

1. 変更年月日

1990年 8月29日

[変更理由]

新規登録

住 所

東京都品川区大崎1丁目6番3号

氏 名

日本精工株式会社

【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 内外輪間の相対回転が0で、且つ回転荷重を受けて使用される転がり軸受において、転がり軸受の構成部品の製造工程の複雑化を招く恐れが無く、安価に、且つ確実に、フレッチングを防止することができて、フレッチングを原因とする局部摩耗による異音の発生や軸受寿命の低下を防止できる転がり軸受を提供すること。

【解決手段】 内輪3と外輪2との間に複数の転動体4を保持器10により保持し、シール20によりグリースを封入してなり、且つ外輪2が嵌着した回転体6と内輪3が嵌着した軸8とがクラッチ機構12により連結可能に構成され、前記クラッチ機構12による回転体6と軸8との連結時には、内外輪2, 3間の相対回転が0で、且つ回転荷重を受けて使用される転がり軸受1において、前記回転体6と軸8との間に組み込まれた際の軸受有効隙間が正の値となるように、内外輪2, 3間における初期ラジアル隙間を設定した構成。

【選択図】 図1